

## Несинхронное подключение турбогенератора к сети как фактор усталостного повреждения валопровода паровой турбины

А. П. Бовсуновский<sup>1</sup>

Национальный университет пищевых технологий, Киев, Украина

<sup>1</sup> apbovsunovsky@gmail.com

*Представлены результаты исследований крутильных колебаний валопровода паровой турбины, возникающих при подключении турбогенератора к сети с грубой синхронизацией. Показана существенная зависимость этих колебаний от параметров реактивного крутящего момента. Оценена усталостная поврежденность материала валопровода паровой турбины при различных режимах подключения турбогенератора к сети.*

**Ключевые слова:** валопровод турбины, многоцикловая усталость, крутильные колебания, грубая синхронизация.

**Введение.** Обеспечение долговечности высоконагруженных конструктивных элементов паровых турбин и турбогенераторов является актуальной проблемой современной энергетики. По мере исчерпания ресурса энергогенерирующего оборудования ее значимость возрастает [1].

Прочность элементов паровых турбин во многом зависит от динамических режимов нагружения, имеющих место, например, при прохождении через критические скорости вращения вала турбины (поперечные колебания), а также при нештатных режимах работы турбогенератора (крутильные колебания). К последним, прежде всего, относятся режим внезапного короткого замыкания на турбогенераторе, подключение турбогенератора к сети с грубой синхронизацией и взаимодействие генератора с сетью [2–4]. И если решению вопросов поперечных колебаний вала при прохождении через критические скорости вращения в литературных источниках уделяется внимание, то изучение крутильных колебаний валопровода турбины и их последствия для прочности материала находится на начальной стадии.

Короткое замыкание на турбогенераторе может происходить несколько раз за время эксплуатации турбины. При некоторых условиях эксплуатации вследствие короткого замыкания турбина может мгновенно разрушиться [4], однако накопление усталостного повреждения материала валопровода при этом маловероятно.

В то же время анализ характера распространения трещины в разрушенных или снятых с эксплуатации роторах турбин показывает, что трещины развивались на протяжении нескольких лет [3, 5]. По этой причине в 1974 г. на электростанции Галлатин (США) произошло катастрофическое разрушение ротора среднего давления паровой турбины мощностью 225 МВт [3].

В [6, 7] отмечается, что для обеспечения прочности и долговечности валопровода турбины важными остаются вопросы крутильных колебаний и предлагается система их непрерывных измерений в процессе работы турбины.

Причины накопления усталостного повреждения валопровода турбины, скорее всего, необходимо искать в ее периодических пусках, которые являются типичными для тепловых турбоагрегатов, работающих в маневренном режиме с целью компенсации неравномерности потребления электроэнергии в течение суток [1]. Установленное число таких пусков–остановов за время эксплуатации турбины составляет 2000, при продлении ресурса – 2500 и больше. Особенности этого режима работы – увеличение количества теплосмен и, как следствие, рост вероятности зарождения

трещин термоусталости. При каждом пуске турбины подключить турбогенератор к сети с первого раза не всегда удается, поэтому реальное число подключений в несколько раз превышает установленное. Из-за разницы углов сдвига фаз  $\theta$  между векторами электродвижущей силы турбогенератора и напряжения сети на турбогенераторе возникает кратковременный реактивный электромагнитный момент (назван так, поскольку действует против направления вращения ротора), приводящий к возникновению крутильных колебаний валопровода турбины различной интенсивности и, как следствие, усталостному повреждению материала валопровода.

Анализ переходных процессов в синхронных машинах показывает [8, 9], что интенсивность крутильных колебаний вала при подключении турбогенератора к сети с грубой синхронизацией может значительно превышать таковую при режиме внезапного короткого замыкания, который до настоящего времени рассматривался как наиболее тяжелый. Возникающий при каждом подключении колебательный процесс может продолжаться от нескольких десятков до нескольких тысяч циклов с максимальными напряжениями, превышающими предел выносливости материала, что приводит к циклическому повреждению материала, которое постепенно накапливается за время эксплуатации турбины. Степень циклического повреждения материала зависит от уровня максимальных напряжений и уровня демпфирования колебаний в системе. Последний определяет темп затухания свободных крутильных колебаний валопровода после кратковременного воздействия реактивного крутящего момента, т.е. число повреждающих циклов деформирования материала.

Цель работы заключается в оценке возможного уровня усталостного повреждения материала валопровода турбины К-200-130 в результате крутильных колебаний, возникающих при подключении турбогенератора к сети с грубой синхронизацией.

**Расчетная модель.** При подключении турбогенератора к сети с грубой синхронизацией возникает реактивный крутящий момент  $M_p$ . Расчеты реактивного крутящего момента при несинхронном автоматическом повторном подключении турбогенератора ТГВ-200 из режима холостого хода при разных углах сдвига фаз  $\theta$  (углы рассогласования) показали, что он может в несколько раз превышать номинальный  $M_n$  [10].

Результаты расчета временной зависимости относительного изменения реактивного крутящего момента  $M_p$  при различных значениях угла  $\theta$  показаны на рис. 1. Как видно, в исследованном диапазоне углов  $\theta$  величина  $M_p$  растет пропорционально углу сдвига фаз и достигает значений, которые до 16 раз превышают номинальный момент. Поскольку эти функции являются затухающими, практически полное затухание электромагнитных процессов на турбогенераторе происходит приблизительно за 4 с.

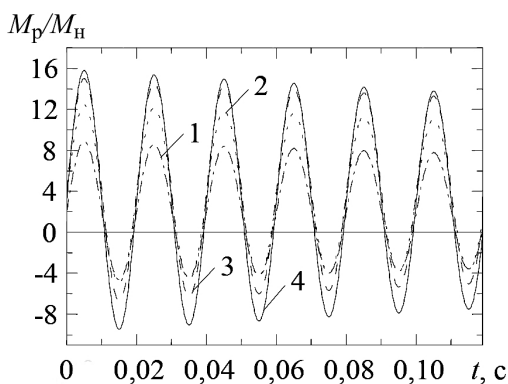


Рис. 1. Временная зависимость относительного изменения реактивного крутящего момента при несинхронном подключении турбогенератора к сети: 1 –  $\theta = 30^\circ$ ; 2 –  $\theta = 60^\circ$ ; 3 –  $\theta = 90^\circ$ ; 4 –  $\theta = 120^\circ$ .

Паровая турбина К-200-130 представляет собой сложную механическую систему, состоящую из турбогенератора и трех роторов, соединенных муфтами и являющихся составной частью цилиндра высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого (ЦНД) давления (рис. 2). В каждом из роторов условия силового и температурного воздействия существенно различаются.

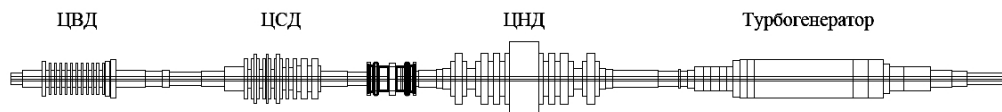


Рис. 2. Схема валопровода паровой турбины К-200-130.

В работе использована модель валопровода турбины в виде колебательной системы с четырьмя степенями свободы [8]. Крутильные колебания механической системы, возникающие при подключении турбогенератора к сети с грубой синхронизацией, описываются системой четырех дифференциальных уравнений, матричная форма которых имеет вид

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [D]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\}F(t), \quad (1)$$

где  $[I]$  – матрица моментов инерции массы дисков;  $[D]$  – матрица демпфирования;  $[K]$  – матрица жесткости;  $\{M\}$  – вектор крутящих моментов;  $F(t) = M_p(t)/M_n$  – функция, характеризующая изменение реактивного момента во времени;  $\{\varphi\}$  – вектор углов поворотов дисков. Подробное описание модели и численных методов, использованных при решении задачи, а также способ перехода от относительных углов поворота инерционных дисков модели к касательным напряжениям в упругих элементах приведены ранее [8].

**Результаты расчетов крутильных колебаний.** В [11, 12] было показано, что величина реактивного крутящего момента и длительность его действия оказывают существенное влияние на крутильные колебания валопровода паровой турбины.

Подключение турбогенератора к сети может быть успешным и неуспешным. В случае успешного подключения турбогенератор не отключается от сети, а реактивный крутящий момент, возникающий на турбогенераторе, постепенно затухает (см. предыдущий раздел). В случае неуспешного подключения из-за значительных вибраций турбины турбогенератор аварийно отключают от сети. При этом реактивный крутящий момент внезапно исчезает. Характер и величина крутильных колебаний валопровода турбины при таких подключениях турбогенератора к сети различаются.

Так, при успешном подключении турбогенератора крутильные колебания валопровода поддерживаются на относительно высоком уровне в течение практически всего времени действия реактивного момента (рис. 3). Наиболее интенсивные колебания имеют место при  $\theta = 120^\circ$ , поскольку в этом случае реактивный момент достигает наибольших значений. При уменьшении  $\theta$  от 120 до  $30^\circ$ , т.е. при более точной синхронизации турбогенератора и сети, амплитуда крутильных колебаний валопровода уменьшается в два раза.

Как видно из рис. 3, наиболее напряженными элементами валопровода являются полумуфта между ротором высокого и среднего давления (далее – элемент 1), муфта между ротором среднего и низкого давления (элемент 2), вал между ротором низкого давления и генератором (элемент 3). При этом напряжения в элементах 2 и 3 даже при небольших углах сдвига фаз  $\theta$  превышают предел выносливости роторной стали, что приводит к накоплению в них усталостного повреждения.

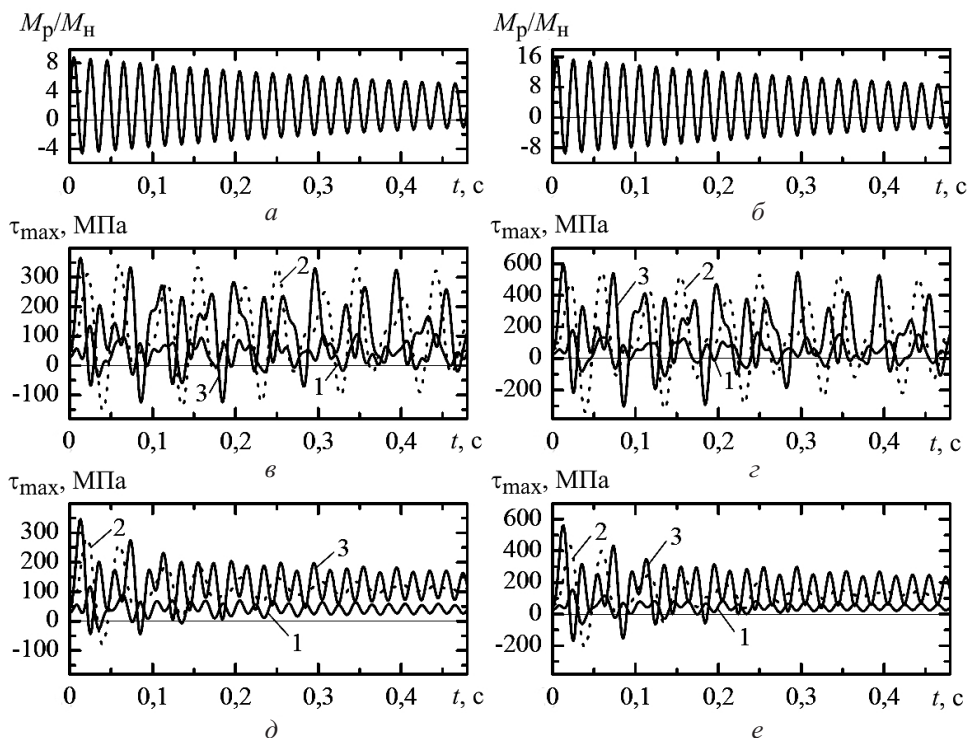


Рис. 3. Зависимость реактивного крутящего момента (*a*, *б*) и максимальных касательных напряжений в элементах 1–3 валопровода турбины (*в*–*е*) от времени *t* при успешном подключении турбогенератора к сети: *a*, *в*, *д* –  $\theta = 30^\circ$ ; *б*, *з*, *е* –  $\theta = 120^\circ$  (*в*, *з* и *д*, *е* –  $\delta = 2$  и 30% соответственно).

Интенсивность крутильных колебаний при успешном подключении турбогенератора к сети в значительной мере определяется диссипативными свойствами механической системы. При отсутствии данных о демпфирующей способности турбины в расчетах декремент крутильных колебаний  $\delta$  варьировали в диапазоне 2...30% [13, 14].

Способность механической системы интенсивно поглощать энергию колебаний снижает крутильные колебания валопровода турбины до безопасного уровня уже после нескольких первых циклов колебаний (рис. 3, *д, е*). При низком уровне демпфирования колебаний в системе циклические напряжения поддерживаются на повреждающем уровне более продолжительное время (рис. 3, *в, з*), которое определяется временем действия реактивного крутящего момента до его полного затухания.

При неуспешных подключениях турбогенератора к сети осуществляется его аварийное отключение. Процессы, которые при этом происходят на турбогенераторе, аналогичны таковым при отключении при внезапном коротком замыкании. Ранее [11] было показано, что интенсивность крутильных колебаний валопровода турбины, возникающих в результате внезапного короткого замыкания на турбогенераторе, зависит не столько от его длительности, сколько от соотношения между длительностью короткого замыкания, т.е. длительностью действия реактивного крутящего момента со стороны турбогенератора, и периодом собственных колебаний валопровода.

Аналогичные закономерности наблюдаются и при неуспешном подключении турбогенератора к сети. На рис. 4 показано развитие крутильных колебаний валопровода турбины при подключении турбогенератора к сети с грубой синхронизацией и последующем аварийном его отключении. В первом случае продолжительность действия реактивного крутящего момента составляет  $t_M = 0,271$  с (рис. 4, *а*), во

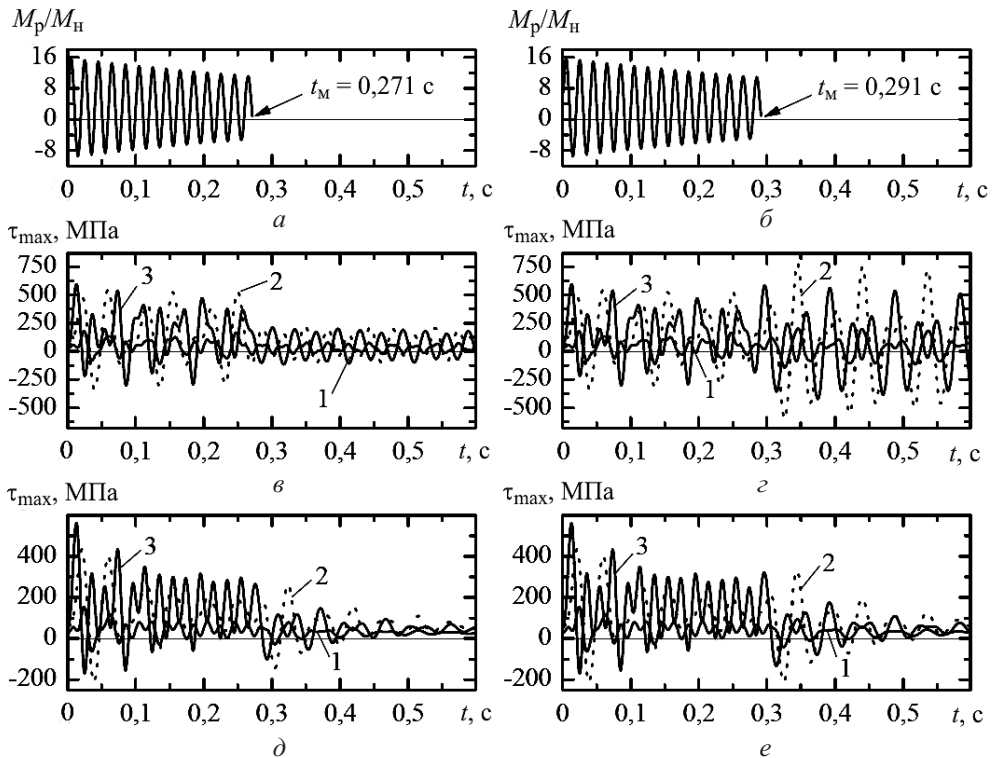


Рис. 4. Зависимость реактивного крутящего момента при  $\theta = 120^\circ$  (а, б) и максимальных касательных напряжений в элементах 1–3 валопровода турбины (в–е) от времени  $t$  при неуспешном подключении турбогенератора к сети: в, г –  $\delta = 2\%$ ; д, е –  $\delta = 30\%$ .

втором –  $t_M = 0,291$  с (рис. 4,б). Таким образом, имеют место вынужденные колебания валопровода под действием реактивного крутящего момента и его свободные колебания после прекращения действия крутящего момента. Интенсивность вынужденных колебаний в обоих случаях практически одинакова, в то время как интенсивность свободных колебаний различается в несколько раз, несмотря на незначительную разницу в продолжительности действия реактивного крутящего момента. При  $t_M = 0,271$  с циклические напряжения при свободных колебаниях уменьшаются в 2,4 раза по сравнению с вынужденными, при  $t_M = 0,291$  с – увеличиваются более чем на 70%.

При  $\delta = 2\%$  интенсивность свободных крутильных колебаний за исследованный период времени (0,3 с) практически не изменяется (рис. 4,в,г). Высокий уровень демпфирования ( $\delta = 30\%$ ) способствует быстрому снижению свободных крутильных колебаний за тот же период времени: при  $t_M = 0,271$  с интенсивность колебаний снижается в 3,1 раза (рис. 4,д), при  $t_M = 0,291$  с – в 3,6 раза (рис. 4,е). Поэтому число повреждающих циклов колебаний в случае низкого уровня демпфирования на несколько порядков выше, чем число повреждающих циклов при высоком.

С увеличением декремента колебаний в интервале 2...30% интенсивность крутильных колебаний различных элементов валопровода снижается от 2,6 до 9,2 раза, что свидетельствует об эффективности демпфирующих свойств системы влиять на снижение интенсивности крутильных колебаний.

**Результаты расчетов циклической поврежденности валопровода турбины.** Повреждение материала валопровода в результате его крутильных колебаний оценивали на основании гипотезы Пальмгрена–Майнера [15, 16]:

$$\Pi = \sum_{i=1}^n \frac{1}{N_{ip}},$$

где  $n$  – число повреждающих циклов колебаний (повреждающими считались те циклы, при которых напряжение  $\tau_{i \max}$  превышало предел выносливости материала валопровода  $\tau_{-1}$ ;  $N_{ip}$  – число циклов до разрушения при циклическом нагружении с напряжением  $\tau_{i \max}$ .

Расчеты циклической поврежденности выполнены на основании кривой усталости роторной стали Р2МА, которая была получена в условиях симметричного цикла нагружения при нормальной температуре [13]. Влияние масштабного фактора, асимметрии цикла и температуры на усталостные свойства стали учитывали с помощью поправочных коэффициентов:

$$\tau_{\max} = K_m K_a K_t [\eta_0 + \eta_v (N)^c + \eta_u (N)^b],$$

где  $\eta_0 = 208,3$ ;  $\eta_v = 3176,2$ ;  $\eta_u = 1,86 \cdot 10^5$ ;  $c = -0,3114$ ;  $b = -0,8348$ ;  $N$  – число циклов нагружения;  $K_m$  – коэффициент масштабного фактора;  $K_a$  – коэффициент влияния среднего напряжения цикла;  $K_t$  – температурный коэффициент. На основе экспериментальных данных [17, 18] было принято  $K_m = 0,58$  и  $K_t = 0,78$ . Коэффициент влияния среднего напряжения цикла определялся по формуле

$$K_a = \frac{\sqrt{\tau_{-1}^2 - \kappa^2 \psi_\tau^2 \tau_m^2}}{\tau_{-1}},$$

где  $\tau_{-1} = 230$  МПа;  $\kappa = 0,922$ ;  $\psi_\tau = 0,505$  [13].

Результаты расчетов циклической поврежденности материала валопровода турбины при крутильных колебаниях, возникших в результате успешного асинхронного подключения турбогенератора к сети, приведены в таблице. За 2000 пусков турбины суммарное повреждение определялось как  $\Pi_{\text{сум}} = 2000\Pi$ . При  $\Pi_{\text{сум}} \geq 1$  материал валопровода достигает предельного состояния.

Как видно из данных таблицы, при асинхронном подключении турбогенератора к сети со сдвигом фаз  $\theta = 30^\circ$  разрушение элементов 2 и 3 валопровода возможно лишь в случае низкого уровня демпфирования ( $\delta = 2\%$ ). При высоком ( $\delta = 30\%$ ) уровне демпфирования относительная поврежденность материала валопровода не превышает 16%, что создает значительный запас остаточной долговечности.

С ростом угла сдвига фаз  $\theta$  увеличивается число повреждающих циклов колебаний  $n$  и, как следствие, относительная поврежденность материала валопровода. Наиболее опасная ситуация наблюдается при  $\theta = 120^\circ$ , когда даже при высоком уровне демпфирования колебаний в системе нельзя предотвратить повреждение материала, превышающее его предельное состояние.

Во всех рассмотренных случаях элемент 1 валопровода (таблица) практически не испытывает усталостного повреждения в результате асинхронных подключений турбогенератора к сети с любым углом сдвига фаз. При этом необходимо заметить, что представленные в таблице случаи накопления повреждения являются оптимистическими относительно количества пусков. Реальное их количество может в несколько раз превышать установленное (2000).

В отличие от успешного подключения турбогенератора к сети, при оценке циклической поврежденности материала валопровода при неуспешном асинхронном подключении следует учитывать также длительность действия реактивного крутя-

**Расчет относительной поврежденности материала валопровода  
при успешном асинхронном подключении турбогенератора к сети**

$\theta$ , град	$\delta$ , %	Элемент валопровода	$n$	$\Pi_{\text{сум}}$
30	2	1	0	0
		2	26	2,047
		3	19	1,180
	30	1	0	0
		2	2	0,113
		3	3	0,167
60	2	1	0	0
		2	42	6,791
		3	20	3,498
	30	1	0	0
		2	3	0,414
		3	4	0,669
90	2	1	0	0
		2	48	12,100
		3	26	7,218
	30	1	0	0
		2	3	0,762
		3	4	1,343
120	2	1	3	0,003
		2	59	14,531
		3	39	9,735
	30	1	0	0
		2	3	0,969
		3	10	1,776

щего момента  $t_m$ , поскольку, как было показано выше, интенсивность крутильных колебаний валопровода существенно зависит от этого фактора.

Колебательный процесс при неуспешном подключении состоит из вынужденных колебаний, возникших под действием реактивного крутящего момента, и свободных, появившихся после отключения турбогенератора (рис. 4). Поэтому поврежденность валопровода оценивали отдельно при вынужденных и свободных колебаниях, а затем суммарно.

На рис. 5 показаны зависимости суммарной поврежденности, а также поврежденности при вынужденных и свободных колебаниях валопровода от длительности действия реактивного крутящего момента. Как видно, зависимости являются квази-периодическими с тенденцией постепенного снижения максимальной поврежденности по мере увеличения времени  $t_m$ . Во всех исследованных случаях при сопоставимых условиях повреждение элемента 2 валопровода оказалось выше, чем элемента 3. Данные о поврежденности элемента 1 валопровода не приводятся, поскольку она не превышает 15%.

Существенное влияние на поврежденность оказывают диссипативные свойства системы: при высоком уровне демпфирования колебаний поврежденность достигает опасного уровня лишь в элементах 2 и 3 валопровода при максимальном угле

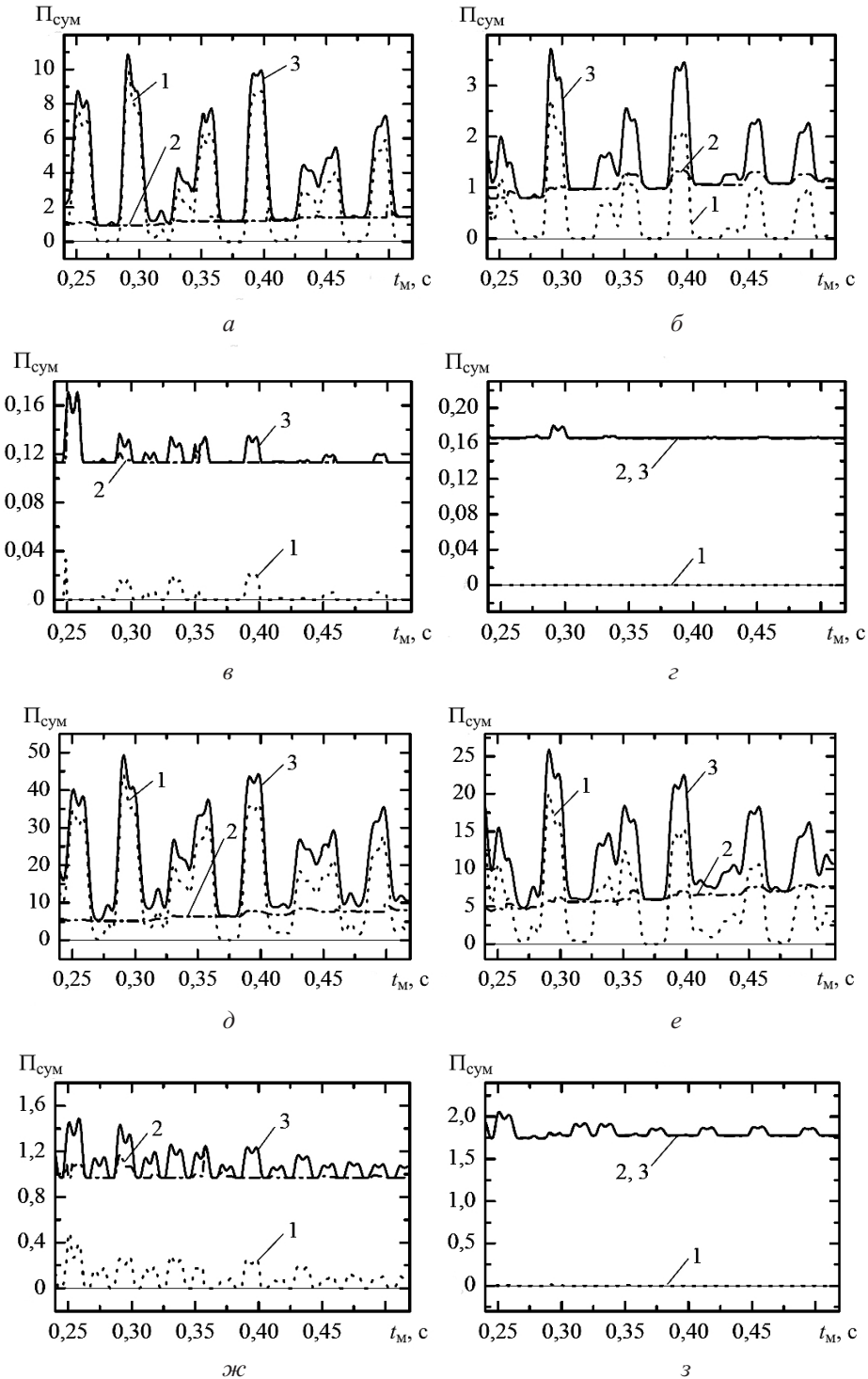


Рис. 5. Зависимость поврежденности валопровода турбины за время эксплуатации в элементах 2 (а, в, д, ж) и 3 (б, г, е, з) от длительности действия реактивного крутящего момента при  $\theta = 30^\circ$  (а-г) и  $120^\circ$  (д-з) при неуспешном подключении турбогенератора к сети при учете свободных (1) и вынужденных (2) колебаний, а также их суммы (3): а, б, д, е –  $\delta = 2\%$ ; в, г, ж, з –  $\delta = 30\%$ .



рассогласования  $\theta = 120^\circ$  (рис. 5, ж, з), в то время как при низком уровне демпфирования истощение ресурса турбины наступает задолго до достижения установленного количества пусков (рис. 5, а–е). Кроме того, при низком уровне демпфирования циклическое повреждение происходит главным образом при свободных колебаниях (на рис. 5 кривые 1), при высоком – при вынужденных (на рис. 5 кривые 2). При увеличении угла рассогласования в диапазоне  $\theta = 30 \dots 120^\circ$  уровень поврежденности возрастает приблизительно в пять раз при низком уровне демпфирования и почти на порядок при высоком.

Очевидно, что отключение турбины при неуспешном подключении происходит при разных значениях длительности  $t_m$ . Поэтому, чтобы данные расчета поврежденности больше отвечали реальности, поврежденность, определенная для различных значений длительности  $t_{mi}$ , усреднялась по заранее установленному их диапазону  $\Delta t_m = t_{m,к} - t_{m1}$  ( $t_{m,к}$  – конечное значение диапазона,  $t_{m1} = 0,25$  с – начальное его значение). Шаг изменения величины  $t_m$  был принят равным  $h_i = 0,001$  с. Усредненная поврежденность  $\Pi_{\text{уср}}$  определялась по формуле

$$\Pi_{\text{уср}} = \frac{1}{t_m} \sum_{i=1}^K \Pi_{\text{сум}}^i,$$

где  $\Pi_{\text{сум}}^i$  – суммарная поврежденность при длительности действия реактивного момента  $t_{mi}$ .

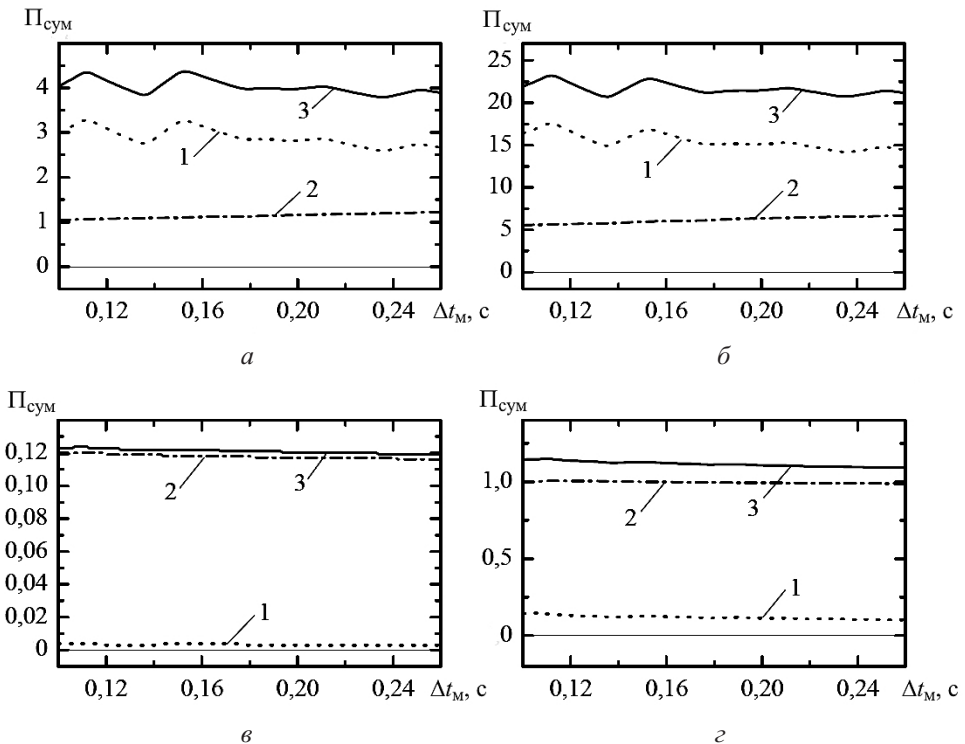


Рис. 6. Зависимость поврежденности в элементах 2 (а, в) и 3 (б, г) валопровода турбины за время эксплуатации от интервала усреднения длительности действия реактивного крутящего момента при неуспешном подключении турбогенератора к сети при учете свободных (1) и вынужденных (2) колебаний, а также их суммы (3): а, в –  $\theta = 30^\circ$ ; б, г –  $\theta = 120^\circ$ ; а, б –  $\delta = 2\%$ ; в, г –  $\delta = 30\%$ .

На рис. 6 представлены результаты расчета усредненной поврежденности наиболее напряженного участка валопровода. Как видно, усредненная поврежденность значительно ниже максимумов суммарной поврежденности и слабо зависит от интервала усреднения  $\Delta t_m$ . Таким образом, проявляются два основных фактора, определяющих степень циклического повреждения материала валопровода в результате крутильных колебаний: это угол рассогласования  $\theta$  и уровень демпфирования колебаний в системе  $\delta$ . В исследованном диапазоне углов рассогласования низкий уровень демпфирования не может предотвратить достижение предельного состояния материала (рис. 6,а,б). В то же время высокий уровень демпфирования снижает поврежденность материала за время эксплуатации турбины до безопасных значений (рис. 6,в), за исключением случая наибольшего рассогласования ( $\theta = 120^\circ$ ) – рис. 6,г.

Влияние угла рассогласования на усредненную поврежденность элемента 2 валопровода показано на рис. 7. Как видно, оно весьма существенно, и единственный фактор, способный его уменьшить – это уровень демпфирования колебаний в системе. При низком уровне демпфирования ( $\delta = 2\%$ ) избежать опасных для целостности валопровода уровней циклического повреждения можно, если угол рассогласования не будет превышать  $7^\circ$  (рис. 7,а). При высоком уровне демпфирования ( $\delta = 30\%$ ) предельное состояние материала достигается при углах рассогласования, превышающих  $100^\circ$  (рис. 7,б).

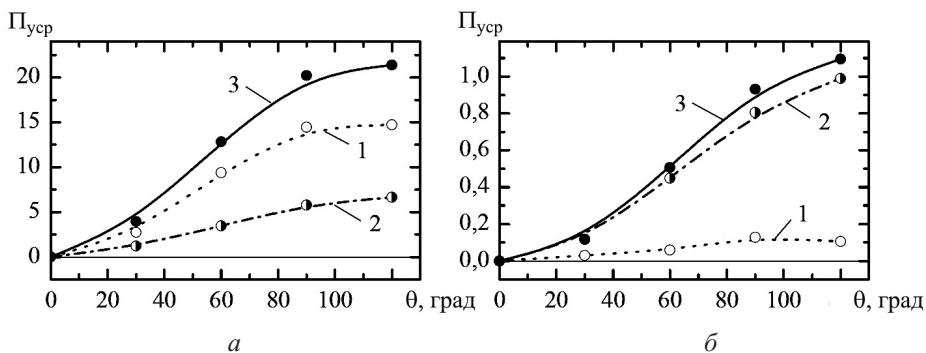


Рис. 7. Зависимость усредненной по интервалу  $\Delta t_m = 0,25$  с поврежденности элемента 2 валопровода турбины от угла рассогласования при учете свободных (1) и вынужденных (2) колебаний, а также их суммы (3): а –  $\delta = 2\%$ ; б –  $\delta = 30\%$ .

**Заключение.** Подключение турбогенератора к сети с грубой синхронизацией приводит к возбуждению крутильных колебаний валопровода турбины. Интенсивность этих колебаний прямо пропорциональна углу сдвига фаз между вектором электродвижущей силы турбогенератора и вектором напряжения сети в момент включения и обратно пропорциональна уровню демпфирования колебаний в системе.

Оценка циклической поврежденности материала валопровода от крутильных колебаний за 2000 пусков как при успешном, так и неуспешном подключении турбогенератора к сети показала, что при высоком уровне диссипации энергии в системе ( $\delta = 30\%$ ) предельное состояние материала достигается лишь при значительных углах рассогласования  $\theta \geq 90^\circ$ . При низком уровне демпфирования ( $\delta = 2\%$ ) этот угол не превышает  $7^\circ$ .

Существенное влияние диссипативных свойств системы на результаты решения задачи динамики валопровода турбины и на оценку циклической поврежденности его материала обуславливает необходимость проведения экспериментальных исследований характеристик демпфирования колебаний турбины.

**Резюме**

Представлено результати досліджень крутильних коливань валопроводу парової турбіни, що виникають при підключенні турбогенератора до мережі з грубою синхронізацією. Показано істотну залежність цих коливань від параметрів реактивного крутного моменту. Оцінено пошкодженість матеріалу валопроводу парової турбіни від утомленості за різних режимів підключення турбогенератора до мережі.

1. *Мацевитый Ю. М., Шульженко Н. Г., Голощанов В. Н. и др.* Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации. – Киев: Наук. думка, 2008. – 366 с.
2. *Загретдинов И. Ш., Костюк А. Г., Трухний А. Д., Должанский П. Р.* Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5 – 15.
3. *Dorfman L. S. and Trubelja M.* Torsional monitoring of turbine-generators for incipient failure detection // Proc. of the Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop (August 17–20, 1999, St. Louis, MO). – 1999. – P. 1–6.
4. *Stein J. and Fick H.* The torsional stress analyzer for continuously monitoring turbine-generators // Power Appar. System., IEEE Trans. – 1980. – **PAS-99**, Issue 2. – P. 703–710.
5. *Barella S., Bellogini M., Boniardi M., and Cincera S.* Failure analysis of a steam turbine rotor // Eng. Failure Anal. – 2011. – **18**. – P. 1511 – 1519.
6. *Kakinoki T., Yokoyama R., Fujita G., et al.* Shaft torque observer and excitation control for turbine-generator torsional oscillation // Electr. Power Syst. Res. – 2004. – **68**. – P. 248 – 257.
7. *Wenzhi G. and Zhiyong H.* Active control and simulation test study on torsional vibration of large turbo-generator rotor shaft // Mech. Mach. Theory. – 2010. – **45**. – P. 1326 – 1336.
8. *Бовсуновский А. П.* Крутильные колебания валопровода паровой турбины при нештатных режимах работы турбогенератора // Пробл. прочности. – 2012. – № 2. – С. 85 – 100.
9. *Chan-Ki Kima and Gilsoo Jang.* Effect of an excitation system on turbine-generator torsional stress in an HVDC power system // Electr. Power Syst. Res. – 2007. – **77**. – P. 926 – 935.
10. *Бовсуновський А. П., Куєвда В. П., Куєвда Ю. В., Штефан Є. В.* Втомне пошкодження валопроводу парової турбіни при несинхронному підключенні до мережі турбогенератора // Вібрації в техніці та технологіях. – 2013. – № 4. – С. 51 – 57.
11. *Бовсуновский А. П., Черноусенко О. Ю., Штефан Е. В., Баишта Д. А.* Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний // Пробл. прочности. – 2010. – № 1. – С. 144 – 151.
12. *Бовсуновский А. П.* Оценка усталостной поврежденности валопровода паровой турбины в результате его крутильных колебаний // Там же. – 2011. – № 5. – С. 5 – 20.
13. *Бовсуновский А. П.* Экспериментальное исследование многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали P2MA при кручении // Там же. – 2011. – № 4. – С. 124 – 135.

14. Косинов Ю. П., Филиппов А. П. Колебания роторов турбоагрегатов при коротком замыкании генератора // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 70 – 73.
15. Palmgren A. Life of ball bearings // Z. Verein. Deutsch. Ing. – 1924. – 68. – P. 339 – 341.
16. Miner M. A. Cumulative damage in fatigue // J. Appl. Mech. – 1945. – 12. – P. 159 – 164.
17. Кудрявцев И. В., Наумченков Н. Е. Характеристики сопротивления усталости стали 25ХНЗМФА, обусловленные абсолютными размерами и концентрацией напряжений // Пробл. прочности. – 1978. – № 4. – С. 17 – 22.
18. РТМ 108.021.103-85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М.: Минэнергомаш, 1985. – 49 с.

Поступила 18. 12. 2013